



VŠB – Technická univerzita Ostrava

VŠB – Technical University of Ostrava



Fakulta strojní  
Institut dopravy

Faculty of engineering  
The Institute of Transport

## Zařízení pro havarijní dopravu paliva v zauhlování teplárny

Equipment for Emergency Fuel Transportation in Coal-fired Power Plant

Diplomová práce

Master's Thesis

Autor Práce

Author

Bc. Lukáš Smetana

Vedoucí práce

Supervisor

prof. Ing. Jiří Zegzulka, CSc.

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Smetana**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 35 Dopravní stroje a manipulace s materiálem  
Téma: **Zařízení pro havarijní dopravu paliva v zauhlování teplárny**  
**Equipment for Emergency Fuel Transportation in Coal-fired Power Plant**

Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Zařízení pro havarijní dopravu paliva v zauhlování teplárny.

Redlerový dopravník

Zpracujte:

1. Sestava systému havarijního zauhlování – ideový návrh.
2. Návrh stroje vč. pohonu a uložení.
3. Výpočet pohonu.
4. Návrh tvaru hrabla:  
Dopravní výkon: 80 t/hod v sušině;  
Dopravní materiál: černé uhlí;  
Zrnitost materiálu: 0 - 50 mm.
5. Rešerši firemní a patentovou pro redlerové dopravník.
6. Výkresy:
  - sestava;
  - návrh pohonu;
  - tvar hrabla.

Seznam doporučené odborné literatury:

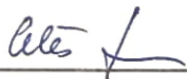
- Pešat, Z.: Manipulace s materiálem v hutích I. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1992.  
Cvekl, Zl., Janovský, L., Podivínský, C., Talácko, J.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení. Praha: ČVUT Praha, 1984.  
Dražan, F., Jeřábek, K.: Manipulace s materiálem. Praha: SNTL/ALFA, 1979.  
Dražan, F., Cvekl, Z. a kol.: Teoretické základy transportních zařízení. Praha: SNTL/ALFA, 1976.  
Novotný, J., Podivínský, V.: Podklady pro konstrukční cvičení z transportních zařízení. Praha: ČVUT Praha, 1974.  
Firemní literatura a příslušné normy.  
Zegzulka, J.: Mechanika sypkých hmot. Ostrava: VŠB-TUO, 2004. ISBN 80-248-0699-1.  
Zegzulka, J.: Mechanika partikulárních hmot, skripta v tisku.  
Zegzulka, J.: Standard smykové zkoušky partikulárních hmot. Working Party on the Mechanics of Particulate Solids, European Federation of Chemical Engineering, 2006. ISBN 80-248-1051-4.  
Přednášky z předmětu Dopravníky – prof. Ing. Jiří Zegzulka, CSc.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Ing. Jiří Zegzulka, CSc.**

Datum zadání: 21.12.2018

Datum odevzdání: 20.05.2019



doc. Ing. Aleš Slíva, Ph.D.  
vedoucí katedry



prof. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

## Abstrakt

Úkolem této diplomové práce je návrh zařízení sloužícího k havarijní dopravě paliva v zauhlování teplárny. Moje práce je rozdělena do několika částí. V první části se zaměřím na firemní a patentovou řešerši pro redlerové dopravníky společně s ideovým návrhem sestavy systému havarijního zauhlování

Další část je zaměřená na konstrukční návrh stroje včetně pohonu a volbu vhodného motoru na základě výpočtu potřebného výkonu. K výpočtům doložím odpovídající výkresovou dokumentaci, včetně sestavného výkresu celého zařízení a tvaru hrabla.

## Klíčová slova

Zauhlování teplárny, redlerový dopravník, havarijní doprava paliva

## Abstract

The aim of this diploma thesis is to design a device for emergency fuel transport in the coal-fired heating plant. My work is divided into several parts. In the first part, I will focus on corporate and patent search for redler conveyors together with the ideological design of the emergency coal handling system

The next part is focused on the design of the machine including the drive and the choice of a suitable engine based on the calculation of the required power. For the calculations, I will document the corresponding drawing documentation, including the drawing of the whole device and the shape of rake.

## Key words

Emergency fuel transport in coal plant, chain conveyor, coal plant fueling.

## Bibliografická citace

Bc. SMETANA, L. Zařízení pro havarijní dopravu paliva v zauhlování teplárny. Ostrava: Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2019; Vedoucí diplomové práce prof. Ing. Jiří Zegzulka, CSc.

## Čestné prohlášení

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením prof. Ing. Jiřího Zegzulky, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Ostravě dne 20. května 2019

.....

Bc. Lukáš Smetana

## Poděkování

Chtěl bych poděkovat vedoucímu své diplomové práce, panu prof. Ing. Jiřímu Zegzulkovi, CSc. za trpělivost a ochotu při zpracovávání této práce.



# Obsah

Seznam použitého značení .....	11
1. Úvod .....	14
1.1 Seznámení s problematikou zauhlování teplárny .....	15
1.2 Rizika na trase zauhlování .....	18
1.1 Dopravní trasa .....	18
1.3 Časté způsoby dopravy uhlí na trase nouzového zauhlování .....	20
2. Současný stav .....	23
Problém současného řešení .....	25
3. Návrhový výpočet.....	26
3.1 Stanovení výchozích parametrů .....	26
3.2 Výpočet celkového odporu proti pohybu podavače [11].....	32
3.3 Výpočet odporů v případě pasivního prvku.....	38
3.4 Výpočet napínací síly .....	39
3.5 Volba řetězu.....	40
3.6 Návrh řetězového kola .....	41
3.7 Výpočet výkonu, volba pohonu a převodovky.....	43
3.8 Kontrola pohonu na rozběh [13] .....	46
3.9 Určení brzdy.....	48
4. Pevnostní výpočty .....	48
4.1 Návrh poháněcí hřídele .....	48

4.2	Kontrola per na otlačení .....	51
4.3	Kontrola ložisek.....	53
4.4	Kontrola napínacího šroubu .....	55
5.	Závěr.....	57

## Seznam použitého značení

Q	Hmotnostní průtok	[t · hod <sup>-1</sup> ]
ρ	Hustota dopravovaného materiálu	[kg · m <sup>-3</sup> ]
L	Délka dopravníku	[m]
k <sub>φ</sub>	Součinitel zaplnění průřezu	[-]
μ	Součinitel tření ocel na ocel	[-]
μ <sub>m</sub>	Součinitel tření černého uhlí na ocel	[-]
φ	Úhel vnitřního tření černého uhlí	[°]
B	Šířka žlabu	[m]
b	Šířka žlabu pod výpusti	[m]
v	Dopravní rychlost	[m · s <sup>-1</sup> ]
S	Pracovní průřez	[m <sup>2</sup> ]
h	Celková výška žlabu	[m]
h <sub>1</sub>	Výška unašeče	[m]
h <sub>2</sub>	Výška vrstvy materiálu nad unašečem	[m]
t <sub>min</sub>	Minimální rozteč řetězu	[m]
t <sub>max</sub>	Maximální rozteč řetězu	[m]
m <sub>řp</sub>	Hmotnost řetězového pásma	[kg]
m <sub>hř</sub>	Hmotnost hřebel	[kg]
m <sub>ř</sub>	Hmotnost řetězu	[kg]
K1	Odpor ve vedení řetězu	[N]
K2	Odpor z tření na bočním vedení a dně podavače	[N]
K3	Odpor z trhání materiálu	[N]
K	Celkový odpor proti pohybu podavače	[N]
k	Koeficient sypanosti	[-]
l	Délka žlabu mimo násypku	[m]
a	Délka žlabu pod násypkou	[m]
F' <sub>1</sub>	Jansenova síla ve výpusti	[N]
f	Součinitel vnitřního tření	[-]
σ <sub>1</sub>	Tlak materiálu na dně žlabu	[Pa]
h <sub>e</sub>	Výška materiálu nad žlabem	[t · hod <sup>-1</sup> ]
R	hydraulický poloměr	[m]
S'	Plocha výpustě	[m <sup>2</sup> ]
c	Opravný koeficient při trhání materiálu	[-]
τ <sub>0</sub>	Počáteční soudržné napětí	[Pa]

$P$	Výkon	[kW]
$\eta$	Účinnost elektromotoru s převodovkou	[-]
$F_{\text{nap}}$	Napínací síla	[N]
$K''$	Odpory ve vratné větvi	[N]
$T_2$	Tah v unášecím řetězu na sbíhající straně	[N]
$k_{\text{ř}}$	Součinitel počtu řetězů	[-]
$F_T$	Tah v řetězu	[N]
$F_{\text{Ř}}$	Tah, na který je řetěz dimenzován	[N]
$N$	Dovolené zatížení v řetězu	[kN]
$p$	Rozteč řetězu	[m]
$z$	Počet zubů řetězového kola	[-]
$D_p$	Roztečná kružnice řetězového kola	[m]
$n_2$	Počet otáček řetězového kola	[min <sup>-1</sup> ]
$d_1$	Průměr válečku řetězu	[m]
$D_i$	Průměr patní kružnice	[m]
$D_e$	Průměr hlavové kružnice	[m]
$B_{\text{ř}}$	Vnitřní šířka řetězu	[m]
$B_1$	Šířka zubu	[m]
$i$	Převodový poměr	[-]
$n_m$	Otáčky motoru	[min <sup>-1</sup> ]
$n_2$	Otáčky řetězového kola	[min <sup>-1</sup> ]
$M_B$	Brzdny moment	[Nm]
$i_p$	Skutečný převodový poměr	[-]
$v_{\text{sk}}$	Skutečná dopravní rychlost	[m · s <sup>-1</sup> ]
$Q_s$	Skutečné dopravované množství	[t · hod <sup>-1</sup> ]
$\Delta Q$	Odchylka v dopravovaném množství	[%]
$M_Z$	Točivý moment na hřídeli řetězového bubnu	[Nm]
$M_A$	Točivý moment převodovky	[Nm]
$t_r$	Doba rozběhu dopravníku	[s]
$\eta_e$	Účinnost elektromotoru	[-]
$M_{\text{RED}}$	Redukovaný točivý moment na hřídel elektromotoru	[Nm]
$M_M$	Točivý moment elektromotoru	[Nm]
$\beta$	Bezpečnost brzdy	[-]
$d_{\text{min}}$	minimální průměr hřídele	[m]
$R_m$	Mez pevnosti	[MPa]
$R_e$	Mez kluzu	[MPa]

$\tau_{dk}$	Dovolené napětí v krutu	[MPa]
$\tau_k$	Napětí v krutu	[MPa]
$k_x$	Koeficient bezpečnosti pro ocel	[-]
$c_{II}$	Součinitel snížení napětí	[-]
$\sigma_{do}$	Dovolené namáhání na ohyb	[MPa]
$\sigma_o$	Napětí v ohybu	[MPa]
$M_o$	Ohybový moment	[Nm]
$d_p$	Průměr duté hřídele převodovky	[m]
$d_L$	Průměr hřídele pod ložisky	[m]
$p_1$	Tlak mezi bokem drážky v hřídeli a perem	[MPa]
$F_1$	Síla působící na pero	[N]
$F_2$	Síla působící na pero	[N]
$p_2$	Tlak mezi bokem drážky v náboji a perem	[MPa]
$p_D$	Dovolený tlak pro pera	[MPa]
$S_1$	Plocha pera	[mm <sup>2</sup> ]
$S_2$	Plocha pera	[mm <sup>2</sup> ]
$L_h$	Základní trvanlivost ložisek	[hod]
$C$	Dynamická únosnost ložiska	[kN]
$p_{exp}$	Exponent pro bodový styk	[-]
$P$	Stoupání závitu	[mm]
$\sigma_{dt}$	Dovolené napětí v tahu	[MPa]

## 1. Úvod

Pro tepelnou elektrárnu US Steel v Košicích se navrhovalo zařízení pro havarijní dopravníků uhlí, které sestává ze dvou redlerových dopravníků. Soustava dopravníků byla navržena v rámci projektu rekonstrukce kotlů teplárny společnosti RPS Ostrava s požadavky na spolehlivý chod i po delší době nečinnosti s počítaným provozem 2 týdny v roce při nutnosti nouzové dopravy uhlí. Z důvodu nevyužití plného potenciálu dopravní trasy se brala v potaz investiční náročnost projektu současně s jednoduchostí řešení a téměř bezúdržbovým chodem.

Po uvedení dopravníku do provozu se začaly vyskytovat problémy vznikající přepravou cizích těles a poddimenzováním řetězového pásma. Problémy se projevovaly ohýbáním hřebel a nadměrným opotřebením řetězového pásma. Na doporučení vedoucího diplomové práce bude navržen nový redlerový dopravník dle vstupních parametrů. Na konci proběhne srovnání změn navrženého dopravníku oproti stávajícímu redlerovému dopravníku.

Dopravovaným materiálem je černé uhlí o zrnitost 0–50 mm z různých zdrojů s dopravním výkonem 80 t/hod v sušině. Materiál k dopravě je dovážen automobilovou dopravou do násypky dopravníku.

Po úvodní části, ve které se věnuji rešerši zařízení použitelných pro tento úkon a seznámení s problematikou následují potřebné výpočty pohonu a kontrola na rozběh společně s konstrukčním návrhem a sestavným výkresem zařízení.

## 1.1 Seznámení s problematikou zauhlování teplárny

Vzhledem k omezené kapacitě zásobníků uhlí u kotlů teplárny, která je v zimních měsících dostatečná pouze na několik hodin provozu a jediné, poměrně dlouhé trase zauhlování, vzniká v případě havárie značné riziko ohrožení plynulosti dodávek tepla. S dostatečnou rezervou je zajištěno zauhlování pomocí dopravníků určených k havarijní dopravě uhlí.

Dopravníky použité k havarijní dopravě uhlí jsou zpravidla pásové anebo redlerové. Vlastní trasa dopravníků je zabezpečena kompletní sadou důležitých náhradních dílů sloužících k okamžitým opravám na místě provozu.

V případě vážného poškození havarijní dopravy uhlí v zimních měsících je třeba zajistit výrobu tepla jiným způsobem, jakým jsou kotle na plyn, případně omezit výrobu elektřiny ve prospěch vytápění.

### Profil společnosti U.S. Steel Košice

U.S. Steel Košice je integrovaný hutnický podnik lokalizovaný 20 km jižně od Košic. Mateřskou společností Slovenské dceřinky je Americký korporát Unites States Steel Corporation a zaměstnává téměř 12 000 lidí z okolí Košic. Mateřská společnost U.S. Steel má kromě dceřiné společnosti v Košicích ještě dalších 9 výrobních provozů po Evropě. Výrobní kapacita podniku je čtyři a půl miliónů tun ocele za rok s převážně následujícími produkty:

- ocel válcovaná za tepla
- ocel válcovaná za studena
- ocel s organickými povlaky
- spirálově svařované trubky
- radiátory KORAD [1]

### Zauhlování

Zauhlování je určeno pro plynulou vykládku uhlí z vagonů a dopravu uhlí na skládku nebo do kotelny. Součástí zauhlování je vlastní venkovní skládka paliva, hlubinný zásobník a pásové nebo redlerové dopravníky. [2]

U velkých elektráren, které mají ve své blízkosti uhelný důl, může být doprava zajištěna pásovou dopravou z úpravny dolu nebo z hlubinných zásobníků. Skládka uhlí má kapacitu uhlí, které vydrží na provoz teplárny několik dní až týdnů.

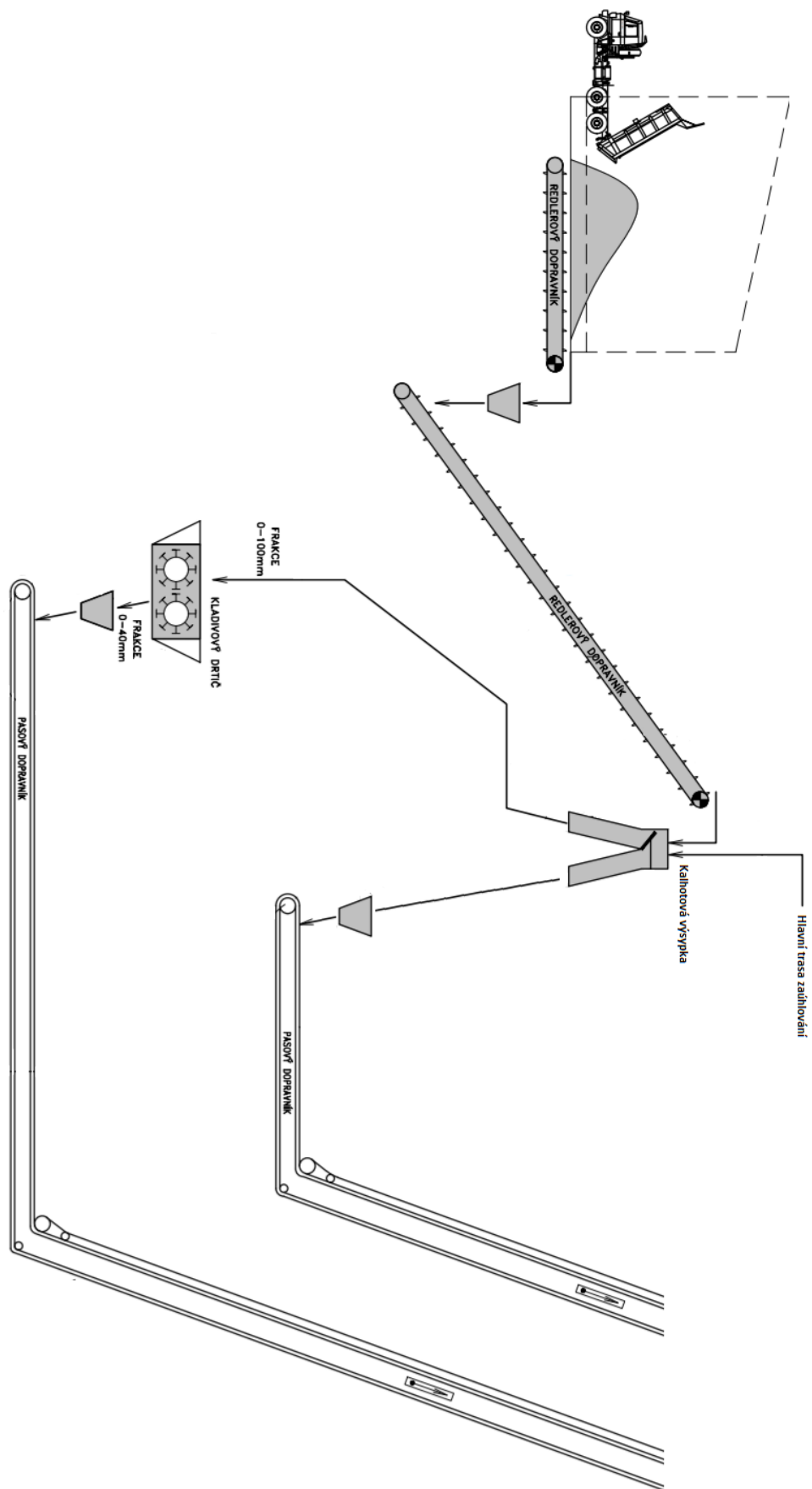
Uhlí se ze zásobníků nebo ze skládky dopravuje přes odlučovače železa na šikmé pásy v zauhlovacím mostě, odkud se pásovými dopravníky dostává do zásobníků surového uhlí. Ty zajišťují zásobou surového uhlí pro jednotlivé kotle na několik hodin.

Přes podavač, který odměřuje přesné množství uhlí, se uhlí podává do mlýna. Zde se uhlí semele na jemný prášek a vysuší se za pomoci plyných spalin, které jsou nasáty ze spalovací komory kotle. Uhelný prášek se spaluje za přívodu předehřátého vzduchu. Z plyných spalin je zachycen popílek, který je dopravován do zařízení na složiště škváry a popílku. Plyné spaliny jsou nasávány z kotle ventilátorem a přes komín se dostávají do atmosféry.

Schéma trasy nouzového zauhlování

Trasa nouzového zauhlování sestává z násypky o objemu  $30\text{ m}^3$ , odkud je redlerovým dopravníkem uhlí vynášeno k přesypu, ze kterého je materiál unášen dále šikmým redlerovým dopravníkem. Šikmým redlerovým dopravníkem je uhlí dopraveno ke kalhotové výsypce, která svede uhlí z nouzové trasy ke kladivovému drtiči. Výstupem kladivového drtiče je uhlí o frakci 0–40 mm, které se pásovým dopravníkem vede přes separátor kovů a napojuje se na hlavní trasu zauhlování.





Obrázek 1- Zjednodušené schéma trasy nouzového zauhlování teplárny

## 1.2 Rizika na trase zauhlování

Havarijní doprava uhlí je řešena v každé teplárně jiným způsobem. Od přechodu na zemní plyn z důvodů pouze jedné dopravní trasy uhlí až po vybudování nouzové zauhlovací trasy. V případě selhání jednoho z pásových dopravníků na hlavní trase, nebo jiné poruchy, je teplárna připravena přejít na havarijní dopravu uhlí, která je zajištěna soustavou dopravníků. V případě selhání soustavy pro havarijní dopravu uhlí je teplárna nucena přejít na vytápění zemním plynem, což je pro teplárnu vysoce nerentabilní. Mezi nejčastější příčiny poruch na hlavní trase můžeme zahrnout poruchy na samotné dopravní trase, v hlubinném zásobníku anebo kolem komunikačních a obslužných prostor, které často díky nekázní zaměstnanců vedou k úrazům na pracovišti a odstavení stroje.

## 1.1 Dopravní trasa

Působením vlivů prostředí, koroze nebo přetížením dopravovaným materiálem, může dojít k narušení konstrukce dopravníku. Pohybující se části mohou při neodborné manipulaci způsobit vtažení části těla (ruky) obsluhy. Napadaný materiál z dopravní trasy na průchozí lávky vytváří překážky pro pohyb obsluhy s nebezpečím pádu. Dopravou materiálu je pracovní prostředí zatěžováno hlukem a prachem. [3]

### Opatření

Je nutno provádět pravidelné kontroly a revize, čištění a údržbu. Dodržet minimální šířky průchodů kolem dopravníků. Instalovat prvky havarijního vypínání a použít signalizaci v časovém předstihu před spuštěním dopravníku. Neprovádět odstraňování materiálu za chodu. Provádět kontrolu, mazání, seřizování, údržbu a čištění pouze za klidu dopravníku. Obsluha musí být seznámena s ovládáním a údržbou zařízení, s předpisy, speciálně školená a zdravotně způsobilá. Napadaný materiál je nutno neprodleně odstraňovat, a tak udržovat průchody podél dopravníku čisté.

### Komunikační a obslužné prostory

Materiál tvořící komunikační prostory může následkem fyzikálně-chemických vlivů ztrácet svou soudržnost a může docházet k poškození povrchu komunikace. Nerovnosti mohou vést k uklouznutí, pádu. Členitost průchozích prostor může být příčinou zachycení. [3]

## Opatření

Zajistit odpovídající denní i umělé osvětlení komunikací. Komunikace musí být rovná, čistá a odolná proti poškození, proti vnějším mechanickým, chemickým a tepelným účinkům. Na komunikaci se nesmí hromadit voda, běžně je třeba udržovat čistotu a pořádek. Komunikace musí zůstat vždy volná, v případě nebezpečí musí umožnit rychlé opuštění pracoviště. Podchody, průchody, první a poslední schodišťový stupeň a neodstranitelné překážky, jámy a nerovnosti je nutno označit bezpečnostními barvami. V místech, kde hrozí nebezpečí pádu (rozdíl výšek větší než 50 cm) je nutno instalovat zábradlí.

## Hlubinný zásobník

Stárnutím a korozí stejně jako povětrnostními a fyzikálně-chemickými vlivy či vadou materiálu může dojít k narušení soudržnosti pláště, totéž platí pro překročení parametrů pružnosti a pevnosti. Umístění zásobníků a přístup k nim svou členitostí vytváří možnost zakopnutí, pádu nebo udeření. Akumulovaná potenciální energie materiálu v zásobníku může způsobit udeření, přimáčknutí, zasypání. Při činnosti zásobníku dochází k tvorbě prachu. Pohyb skladovaného materiálu může vytvářet tlačná a jinak nebezpečná místa. [3]

## Opatření

Provádět pravidelnou kontrolu a revize, čištění, údržbu. Zajistit funkčnost ochranných, zabezpečujících a senzorických zařízení. Přijmout opatření k zabránění tvorby kleneb, převisů a ulpívání hmot na stěnách zásobníků. Zajistit těsnost vypouštěcích otvorů a jejich uzávěrů. Zabránit vniknutí nežádoucích předmětů do zásobníků. Zajistit vstupy a otvory do uzavřených nebezpečných prostor proti nežádoucímu vstupu zaměstnanců nebo jejich pádu (zábradlí vysoké nejméně 1 m, vodorovná tyčová nebo drátěná tuhá mříž). Zakrýt nebo ohradit plnicí otvory.

### 1.3 Časté způsoby dopravy uhlí na trase nouzového zauhlování

#### Článkový dopravník

Článkový dopravník má jako unášecí prostředek dopravní pásma a tažným prvkem jeden až dva nekonečné řetězy. Řetěz spolu s články vytváří plastický pás dopravníku.

Článkové dopravníky jsou vhodné hlavně pro dopravu těžkých, tvrdých, hrubozrnných hmot kusového materiálu nebo pro dopravní trasy s častými změnami směru o minimálním poloměru 6 m a pro úklony do 45°. Pro vysokou váhu a vysoké pořizovací náklady jsou vhodná zejména pro velká dopravovaná množství na malou vzdálenost nebo tam, kde je účelné se vyhnout přesypům či členité dopravní trase. [4]

Jako článkové podavače se používají pro vynášení ze zásobníků. Bývají součástí sypů pro plnění důlních vozů. Jejich délka nepřesahuje 5 m.

Výhodou těchto dopravníků je možnost dopravy horkých a abrazivních materiálů a doprava do oblouku, nevýhodou velká „mrtvá hmotnost“ pohybujících se částí a velká energetická náročnost.



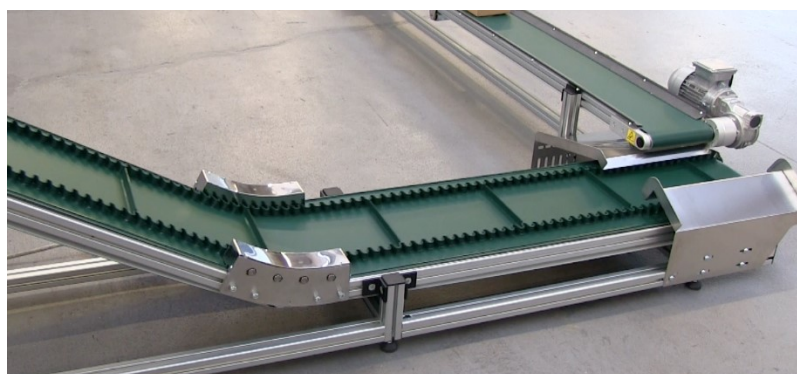
Obrázek 2 - Článkový dopravník [5]

## Pásový dopravník

Pásové dopravník je jedním z nejrozšířenějších dopravních zařízení. Využívá se jak pro dopravu sypkých materiálů v dolech, pískovnách, kamenolomech či v tepelných elektrárnách, tak kusových předmětů například na výrobních linkách.

K přednostem pásových dopravníků patří především plynulá doprava materiálu, vysoký hodinový výkon, velké dopravní vzdálenosti, jednoduchá údržba a malá spotřeba energie. Mezi nevýhody řadíme velký počet mazacích míst, rotačních částí a možné problémy s přepravou lepkavých a abrazivních materiálů.

Dopravník se zpravidla skládá z nosné konstrukce, na které jsou upevněny otočné válečky, které tvoří pevnou pojezdovou dráhu pro pohyblivý pás, po kterém se přepravuje materiál. Pásový dopravník může být použit pro dovrchní dopravu do úhlu sklonu  $18^\circ$  a  $12^\circ$  při úpadní dopravě. Při vhodné úpravě pásu, například žebrováním, lze dosáhnout i větších úhlů. [6]



Obrázek 3 - Lomený pásový dopravník s unášecím prvkem na tažném páse [7]

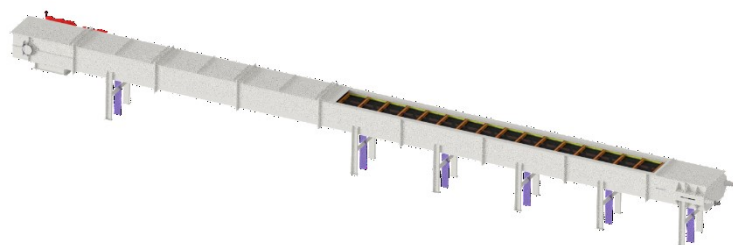
## Redlerový dopravník

Redlerový dopravník je mechanický dopravník pro přepravu sypkých materiálů na principu speciálního řetězu s unašeči – redlery, který zajišťuje rovnoměrné podávání určeného množství sypkého materiálu. Redlerovými dopravníky lze dopravovat materiály od práškových až po kusovité na krátké i větší vzdálenosti – až 130 m vodorovně a 30 m svisle. Materiál je unášen v uzavřeném žlabu třením a jeho vrstva bývá vyšší než vrstva unašečů. Materiál horní vrstvy spočívá na materiálu vrstvy spodní a je unášen rozdílem vnitřních sil od vnitřního tření mezi vrstvami v rovině horní hrany unašečů a třecích sil mezi materiálem a stěnami žlabu. Tažný prvek dopravníku – řetěz – prochází přes ozubená kola, jejíž tvar a velikost je určena druhem, velikostí a roztečí zvoleného řetězu. Řetězy jsou vláčeny smykem nebo valivě odvalovány pomocí dopravních válečků umístěných přímo v řetězu. Dopravou v uzavřeném žlabu lze zabránit prášení a rozsypávání materiálu. Velkou výhodou je také uzavření celé dopravní trasy před obsluhou, pro kterou by otevřený dopravník mohl při nekázni představovat bezpečnostní riziko.

Redlerové dopravníky se používají především pro:

- Dopravu materiálů o teplotě až 300 °C
- Dopravu práškových a zrnitých materiálů do maximální kusovitosti 50 mm
- Vynášení materiálu ze zásobníků
- Dopravní vodorovné trasy do 130m délky a 600 t/hod

Redlerové dopravníky nejsou bez úpravy vhodné pro dopravu abrazivních materiálů a lehce drtitelných materiálů.



Obrázek 4 – Redlerový dopravník

## 2. Současný stav

Tato diplomová práce se zakládá na dříve existujícím řešení redlerového dopravníku ve společnosti US Steel Košice, který je pro své nedostatky cílem nadměrné údržby. Mezi časté příčiny poruchy patří nadměrné zatěžování řetězu a mechanické poškození hřebel.

Pro nouzové zauhlování U.S. Steel Košice byla navržena soustava dvou redlerových dopravníků s násypkou. Redlerový dopravník je pro nouzové zauhlování zvolen z důvodů mechanické odolnosti vůči nežádoucím tělesům v dopravovaném materiálu, malého rizika vzniku požáru z důvodu prokluzování pásu na válečcích při náhlém zaplnění násypky a dobrých vynášecích schopnostech. Zakrytování dopravníku je výhodou při vysoké nekázni obsluhy z hlediska úklidu a prašnosti v areálu. Rozsah provozních teplot z důvodu zástavby v betonovém lože může kolísat od  $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$  až do  $60\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Tento teplotní rozptyl musíme brát v potaz při volbě řetězu a jeho bezpečnosti.



*Obrázek 5 - Detailní pohled na násypku a redlerový dopravník v zástavbě*

Unášecí řetěz redlerového dopravníku je veden ve žlabu, který je sestavený z několika úseků. Dno dopravníku je opatřeno plechy Hardox. Unášecí řetěz je pomocí hnacího řetězového kola uveden do pohybu poháněcí stanicí. Na druhém konci dopravníku je řetěz veden k napínací stanici na napínací řetězové kolo. Materiál se přivádí násypkou blízko napínací stanice, kde padá na horní větev redlerového dopravníku a dále se nese k poháněcí stanici, kde přepadne skrze spodní větev dopravníku do výsypky. Ve spodní větvi je řetěz unášen kladkami řetězu. Množství přivedeného materiálu nelze regulovat jinak než frekvencí vykládky nákladních vozů.



Doprava uhlí k násypce redlerového dopravníku je prováděna kontinuálně nákladními automobily značky Tatra o objemu sklápěčové korby  $12\text{m}^3$ . Uhlí je skládáno do zapuštěné násypky o objemu  $30\text{m}^3$ , ze které je vynášeno redlerovým dopravníkem horní větví.



*Obrázek 6 - Plnění násypky pomocí nákladního automobilu.*

Rozměry násypného otvoru z násypky do dopravníku jsou  $7\,950\text{ mm} \times 700\text{ mm}$  (d x š) a výškou materiálu nad dopravníkem  $2\,070\text{ mm}$ . Stěny násypky jsou opatřeny plastovými vložkami pro snížení koeficientu tření mezi materiálem a stěnou násypky.





*Obrázek 7 - Násypka redlerového dopravníku s plastovými vložkami*

### Problém současného řešení

Jednou z příčin nutnosti časté údržby dopravníku je přepravování nežádoucích těles na dopravní trase. Přítomnost těchto těles je zapříčiněna venkovním skladováním uhlí bez žádného předchozího rozduřování při navážení materiálu do násypky. Řešením může být umístění roštu nad násypku o velikosti oka 100 mm tak, aby zachytila nežádoucí tělesa a nadměrné velikosti zrna.



*Obrázek 8-Nežádoucí tělesa nalezena na trase dopravníku a v násypce*

Další komplikací na vodorovném redleru bylo nadměrné prodlužování řetězu a mechanické poškození hřebel dopravníku.



*Obrázek 9 - mechanické poškození hřeblo*

Na doporučení vedoucího diplomové práce bude navržen nový redlerový dopravník dle vstupních parametrů. Na konci proběhne srovnání změn navrženého dopravníku oproti stávajícímu redlerovému dopravníku.

### 3. Návrhový výpočet

#### 3.1 Stanovení výchozích parametrů

Hmotnostní průtok	$Q = 80 \text{ t} \cdot \text{hod}^{-1}$
Hustota dopravovaného materiálu	$\rho = 1\,100 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$
Délka dopravníku	$L = 16 \text{ m}$
Další parametry	
Součinitel zaplnění průřezu	$k_{\varphi} = 0,9$
Součinitel tření ocel na ocel	$\mu = 0,15$
Součinitel tření černého uhlí na ocel	$\mu_m = 0,57$
Úhel vnitřního tření černého uhlí	$\varphi = 37^{\circ}$
Šířka žlabu	$B = 0,85 \text{ m}$
Šířka žlabu pod výpusti	$b = 0,68 \text{ m}$

Volba rychlosti

Dopravní rychlost volím s ohledem na dodavatele řetězu v doporučeném rozmezí 0 až  $0,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . [8]

$$v = 0,25 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

Určení pracovního průřezu

Vycházím ze vztahu pro výpočet dopravního množství:

$$Q = 3,6 \cdot v \cdot S \cdot \rho \cdot k_{\varphi} \quad (1)$$

Q – hmotnostní průtok

S – pracovní průřez

v – dopravovaná rychlost

$\rho$  – hustota dopravovaného materiálu

$k_{\varphi}$  – součinitel vyjadřující zmenšení pracovního průřezu “S” tažným orgánem

volím  $k_{\varphi} = 0,7$

$$S = \frac{Q}{3,6 \cdot v \cdot \rho \cdot k_{\varphi}} = \frac{80}{3,6 \cdot 0,25 \cdot 1100 \cdot 0,7} = 0,11544 \text{ m}^2 \quad (2)$$

Kontrola příčných rozměrů žlabu

$$\text{Pracovní průřez je dán vztahem } S = B \cdot h \quad (3)$$

B – šířka žlabu

h – celková výška žlabu

$$h = h_1 + h_2 \quad (4)$$

$h_1$  – výška unašeče

$h_2$  – výška vrstvy materiálu nad unašečem

Odvozením z rovnice (3) dosadíme do vztahu:

$$h = \frac{S}{B} = \frac{0,11544}{0,85} = 0,136 \text{ m}$$

B – šířku žlabu volím 0,85 m

Výška vrstvy materiálu nad unašečem

$$h_2 = h - h_1$$

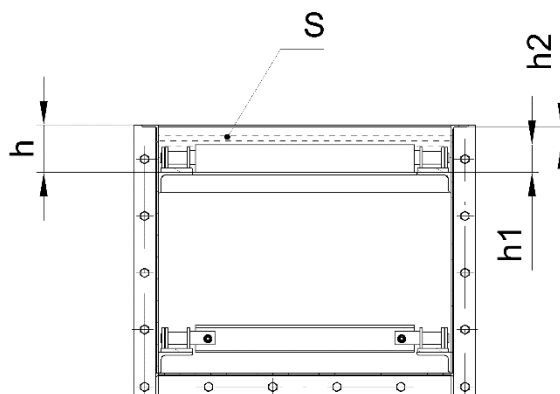
$$h_2 = 0,136 - 0,08$$

$$h_2 = 0,056 \text{ m}$$

$h_1$  – výšku unašeče volím 0,08 m <sup>1</sup>

---

<sup>1</sup> Po konzultaci se společností RPS Ostrava



Obrázek 10 - Příčné rozměry žlabu

Kontrola poměru

Provádí se, aby vnitřní tření mezi částicemi materiálu ve smykové rovině mezi jednotlivými vrstvami bylo větší než tření, ke kterému dochází mezi horní vrstvou materiálu a stěnou žlabu.

$$\frac{h_2}{B} < \frac{tg(\varphi)}{\mu_m \cdot tg^2\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right)} \quad (5)$$

$h_2$  – výška vrstvy materiálu nad unašečem

$B$  – šířka žlabu

$\mu_m$  – součinitel tření o stěny a dno žlabu

$\varphi$  – úhel vnitřního tření

$$\frac{0,056}{0,85} < \frac{tg(35^\circ)}{0,57 \cdot tg^2\left(45^\circ - \frac{37}{2}\right)}$$

$$0,0659 < 4,9417$$

Navrhnutý dopravní průřez i výška unašeče vyhovují. Nemusíme dané rozměry dále upravovat.

Určení minimální rozteče válečkového řetězu [9]

Je určováno pro předběžný návrh řetězu pro další výpočty.

$$t_{min} = \frac{2 \cdot tg(\varphi) \cdot h_2^2 \cdot \mu_m \cdot tg^2\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right)}{B \cdot tg(\varphi) - h_2 \cdot \mu_m \cdot tg^2\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right)} \quad (6)$$

$t_{min}$  – minimální rozteč řetězu

$$t_{min} = \frac{2 \cdot tg(37) \cdot 0,056^2 \cdot 0,57 \cdot tg^2\left(45^\circ - \frac{37}{2}\right)}{0,85 \cdot tg(37) - 0,056 \cdot 0,57 \cdot tg^2\left(45^\circ - \frac{37}{2}\right)}$$

$$t_{min} = 0,001857 \text{ m}$$

Určení maximální rozteče válečkového řetězu [10]

Je určováno pro předběžný návrh řetězu pro další výpočty.

$$t_{max} = \frac{B_2 + \sqrt{B_2^2 + 4A_2 \cdot C_2}}{2 \cdot A_2} \quad (7) [10]$$

Vzorec jsem rozdělil na 3 dílčí části, a sice  $A_2$ ,  $B_2$  a  $C_2$ , které dosadím do vzorce  $t_{max}$ .

$$A_2 = \left[ B \cdot (h_1 + h_2) + h_2^2 \cdot tg^2\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right) \right] \cdot \mu_m \quad (8)$$

$$A_2 = \left[ 0,85 \cdot (0,08 + 0,056) + 0,056^2 \cdot tg^2\left(45^\circ - \frac{37}{2}\right) \right] \cdot 0,57$$

$$A_2 = 0,0663$$

$$B_2 = \left( h_2 + \frac{h_1}{2} \right) \cdot \left[ tg^2\left(\frac{\pi}{4} + \frac{\varphi}{2}\right) - tg^2\left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2}\right) \right] \cdot h_1 \cdot B \quad (9)$$

$$B_2 = \left( 0,056 + \frac{0,08}{2} \right) \cdot \left[ tg^2\left(45^\circ + \frac{37}{2}\right) - tg^2\left(45^\circ - \frac{37}{2}\right) \right] \cdot 0,08 \cdot 0,85$$

$$B_2 = 0,0246$$

$$C_2 = \left[ h_1 \cdot h_2^3 \cdot \mu_m \cdot \left[ 1 + tg^2 \left( \frac{\pi}{4} - \frac{\varphi}{2} \right) \right] \right] \quad (10)$$

$$C_2 = \left[ 0,08 \cdot 0,056^3 \cdot 0,57 \cdot \left[ 1 + tg^2 \left( 45^\circ - \frac{37}{2} \right) \right] \right]$$

$$C_2 = 0,00001$$

Dosazením vypočtených částí do (7) získáme:

$$t_{max} = \frac{0,0246 + \sqrt{0,0246^2 + 4 \cdot 0,0663 \cdot 0,00001}}{2 \cdot 0,0663}$$

$$t_{max} = 0,372 \text{ m}$$

Určení hmotnosti řetězového pásma

Předběžně pro účel výpočtu hmotnosti řetězového pásma bylo voleno řetězové pásmo DIN 8165 o rozteči 200 mm. Rozteč řetězu jsme volili podle katalogu výrobce [8] a vypočtené minimální a maximální rozteči.

$$m_{rp} = 2 \cdot m_{\check{r}} + \frac{m_{h\check{r}}}{t} \quad (11)$$

$m_{rp}$  – hmotnost řetězového pásma

$t$  – rozteč mezi hřebly volím <sup>2</sup> jako dvojnásobek rozteče řetězu 0,4 m

$m_{h\check{r}}$  – hmotnost hřebel 7,7 kg

$m_{\check{r}}$  – hmotnost řetězu 12,3 kg · m – 1

---

<sup>2</sup> Po konzultaci se společností RPS Ostrava

$$m_{\dot{r}p} = 2 \cdot 12,3 + \frac{7,7}{0,5}$$

$$m_{\dot{r}p} = 45,945 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1}$$

DIN N.	Chain N.	P mm	a mm	b mm	c mm	d1 mm	e mm	f mm	Angle mm	Chain weight Kg/mt				Weight per attach. kg
										type A	type B	type C	type D	
FV140	C 145	100	45	50	55	11	81	30	50x6	8,2	9,5	14,3	21,4	0,230
"	"	125	"	"	65	"	"	40	"	7,4	8,5	12,3	18	0,300
"	"	160	"	"	75	"	"	50	"	6,7	7,5	10,5	14,9	0,360
"	"	200	"	"	90	"	"	65	"	6	6,7	9	12,8	0,450
"	"	250	"	"	105	"	"	80	"	5,8	6,3	8,3	11	0,540
FV180	C 190	125	45	64	63	13	91	35	50x7	10,5	12,4	18,9	31,3	0,320
"	"	160	"	"	80	"	"	50	"	10,2	11,7	16,7	26,5	0,410
"	"	200	"	"	95	"	"	65	"	9,6	10,8	14,8	25,9	0,520
"	"	250	"	"	110	"	"	80	"	8,9	9,8	13	19,3	0,620
"	"	315	"	"	130	"	"	100	"	8,3	9	11,6	16,6	0,720
FV250	C 275	160	55	69	80	14	106	50	60x8	13,4	16,4	23,8	45,9	0,570
"	"	200	"	"	95	"	"	65	"	12,3	14,7	20,6	38,3	0,710
"	"	250	"	"	110	"	"	80	"	11,3	13,3	17,9	32,1	0,850
"	"	315	"	"	130	"	"	100	"	10,5	12	15,8	27	1,000
"	"	400	"	"	130	"	"	100	"	9,8	10,7	13,9	23,8	1,000

Obrázek 11 - Katalogový list výrobce řetězu s uvedenou hmotností [8]

### 3.2 Výpočet celkového odporu proti pohybu podavače [11]

$$K = K_1 + K_2 + K_3 \quad (12)$$

$K_1$  – Odpor ve vedení řetězu

$K_2$  – Odpor z tření na bočním vedení a dně podavače

$K_3$  – Odpor z trhání materiálu

$K_1$  - Odpor ve vedení řetězu

$$K_1 = \mu \cdot L \cdot 2 \cdot m_{\dot{r}p} \cdot g \quad (13)$$

$\mu$  – součinitel tření ocel na ocel

$L$  – délka dopravníku



$m_{\text{řp}}$  – hmotnost řetězového pásma

$$K_1 = 0,15 \cdot 2 \cdot 16 \cdot 42,116 \cdot 9,81$$

$$K_1 = 2\,163\, N$$

$K_2$  - Odpor z tření na bočním vedení a dně podavače [11]

$$K_2 = \mu_m \cdot [\gamma_s \cdot h_2^2 \cdot k \cdot (l + a) + (F'_1 + B \cdot h \cdot l \cdot \gamma_s)] \quad (14)$$

$h_2$  – výška unášeného materiálu

$\gamma_s$  – sypná tíha

$k$  – koeficient sypnosti

$l$  – délka žlabu mimo násypku

$a$  – délka žlabu pod násypkou

$F'_1$  – Jansenova síla ve výpusti

$h$  – výška žlabu

$$K_2 = 0,57 \cdot [1100 \cdot 9,81 \cdot 0,056^2 \cdot 0,249 \cdot (7,37 + 7,95) + (41\,624 + 0,850 \cdot 0,136 \cdot 7,37 \cdot 1100 \cdot 9,81)]$$

$$K_2 = 29\,039\, N$$

Výpočet koeficientu sypnosti

$$k = \frac{1 - \sin(\varphi)}{1 + \sin(\varphi)} \quad (15)$$

$$k = \frac{1 - \sin(37)}{1 + \sin(37)}$$

$$k = 0,249$$

Výpočet součinitele vnitřního tření

$$f = \operatorname{tg} \varphi \quad (16)$$

$$f = \operatorname{tg} 37^\circ$$

$$f = 0,754$$

Měrný tlak materiálu na dně žlabu dle Jansena

Po konzultaci s Laboratoří sypkých hmot na Vysoké Škole Báňské – Technické Univerzitě v Ostravě se měrný tlak materiálu na dně žlabu dle Jansena počítal následovně:

$$\sigma_1 = \frac{\gamma_s \cdot R}{f \cdot k} \cdot \left( 1 - \frac{1}{e^{\frac{f \cdot k \cdot h_e}{R}}} \right) \quad (17)$$

$\gamma_s$  – sypná tíha materiálu

$f$  – součinitel vnitřního tření

$k$  – koeficient sypnosti

$R$  – hydraulický poloměr

$h_e$  – výška materiálu nad dnem žlabu.

$$\sigma_1 = \frac{1100 \cdot 9,81 \cdot 0,315}{0,754 \cdot 0,249} \cdot \left( 1 - \frac{1}{e^{\frac{0,754 \cdot 0,249 \cdot 2,22}{0,315}}} \right)$$

$$\sigma_1 = 13\,508 \text{ Pa}$$

Jansenova síla ve výpusti

$$F'_1 = \sigma_1 \cdot S' \cdot \mu_m \quad (18)$$

$S'$  – plocha výpustě

$\sigma_1$  – tlak na dno žlabu

$$F'_1 = 13\,508 \cdot 5,406 \cdot 0,57$$

$$F'_1 = 41\,624 \text{ N}$$

Výpočet hydraulického poloměru

$$R = \frac{S'}{O} \quad (19)$$

$S'$  – plocha výpustě

$O$  – obvod výpustě

$$R = \frac{a \cdot b}{2 \cdot (a + b)} = \frac{7,78 \cdot 0,69}{2 \cdot (7,7 + 0,69)} = 0,315 \text{ m}$$

Plocha výpustě

$$S' = a \cdot b \quad (20)$$

$a$  – délka výpustného otvoru 7,78 m

$b$  – šířka výpustného otvoru 0,69 m

$$S' = 7,78 \cdot 0,69$$

$$S' = 5,406 \text{ m}^2$$

$K_3$  – Odpor z trhání materiálu [11]

$$K_3 = (F'_1 \cdot f + \tau_0 \cdot S') \cdot c \quad (21)$$

$\tau_0$  – počáteční soudržné napětí<sup>3</sup>

$$\tau_0 = 350 Pa$$

$c$  – opravný koeficient při trhání materiálu

$$c = 0,6$$

$F'_1$  – Jansenova síla do výpusti

$f$  – součinitel vnitřního tření

$S'$  – plocha výpustě

$$K_3 = (41\,624 \cdot 0,754 + 350 \cdot 5,406) \cdot 0,6$$

$$K_3 = 19\,966\, N$$

Výpočet celkového odporu proti pohybu podavače

$$K = K_1 + K_2 + K_3$$

$$K = 2\,163 + 29\,039 + 19\,966$$

$$K = 51\,168\, N$$

---

<sup>3</sup> Hodnota volena po konzultaci s laboratoří sypkých hmot na VŠB – Technická Univerzita Ostrava

## Zmenšení Jansenovy síly

Ve výpočtech odporů proti pohybu podavače má jeden z největších vlivů Jansenova síla do výpusti. Při výpočtech Jansenovy síly mimo jiné počítá také s výškou materiálu nad výpustí. Vhodným umístěním pasivního prvku do zásobníku je možno snížit Jansenovu sílu a tím zmenšit odpory působící proti pohybu podavače.

V případě umístění pasivního prvku 0,5 metrů nad dno podavače se změní tlak působící na dno podavače a Jansenova síla následovně:

$$\sigma_{1p} = \frac{\gamma_s \cdot R}{f \cdot k} \cdot \left( 1 - \frac{1}{e^{\frac{f \cdot k \cdot h_e}{R}}} \right) \quad (22)$$

$h_e = 0,5 \text{ m}$  – výška materiálu nad žlabem<sup>4</sup>

$$\sigma_{1p} = \frac{1100 \cdot 9,81 \cdot 0,315}{0,754 \cdot 0,249} \cdot \left( 1 - \frac{1}{e^{\frac{0,754 \cdot 0,249 \cdot 0,5}{0,315}}} \right)$$

$$\sigma_{1p} = 4\,666 \text{ Pa}$$

$$\sigma_{1p} < \sigma_1$$

$$4\,666 \text{ Pa} < 13\,508 \text{ Pa}$$

$$F'_{1p} = \sigma_1 \cdot S' \cdot \mu_m \quad (23)$$

$$F'_{1p} = 4\,666 \cdot 5,406 \cdot 0,57$$

$$F'_{1p} = 14\,377 \text{ N}$$

$$F'_{1p} < F'_1$$

---

<sup>4</sup> Výška volena po konzultaci s expertem ze společnosti RPS Ostrava

$$14\,377\,N < 41\,624\,N$$

### 3.3 Výpočet odporů v případě pasivního prvku

$$K'_2 = \mu_m \cdot [\gamma_s \cdot h_2^2 \cdot k \cdot (l + a) + (F'_{1p} + B \cdot h \cdot l \cdot \gamma_s)] \quad (24)$$

$$K'_2 = 0,57 \cdot [1100 \cdot 9,81 \cdot 0,056^2 \cdot 0,249 \cdot (7,37 + 7,95) + (14377 + 0,850 \cdot 0,136 \cdot 7,37 \cdot 1100 \cdot 9,81)]$$

$$K'_2 = 13\,508\,N$$

$$K'_3 = (F'_{1p} \cdot f + \tau_0 \cdot S') \cdot c \quad (25)$$

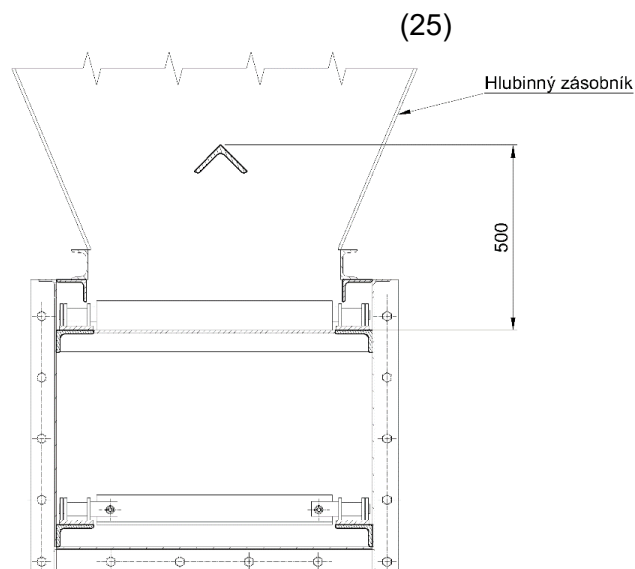
$$K'_3 = (14377 \cdot 0,754 + 350 \cdot 5,406) \cdot 0,6$$

$$K'_3 = 7\,639\,N$$

$$K' = K_1 + K'_2 + K'_3$$

$$K' = 2\,163 + 13\,508 + 7\,639$$

$$K' = 23\,320\,N$$



Obrázek 12- Umístění pasivního prvku v zásobníku 0,5 m nad dnem podavače.

$$P = 1,2 \cdot \frac{K \cdot v}{1000 \cdot \eta} = 1,2 \cdot \frac{23\,320 \cdot 0,25}{1000 \cdot 0,87} = 8\,kW \quad (27)$$

Úpravou násypky a montáží pasivního prvku 0,5 metru nad dno podavače umožní navrhnout motor o výkonu 8 kW. V porovnání s navrhnutým motorem v případě absence pasivního prvku může firma zvolit motor menší o 10,5 kW a volit levnější dopravní řetěz

nižší pevnosti. V dalších výpočtech se po doporučení vedoucího diplomové práce vychází z nejméně příznivých podmínek, a sice s absencí pasivního prvku.

### 3.4 Výpočet napínací síly

Napínací síla  $F_{nap}$  se stanovuje z podmínky, kdy minimální síla v tažném elementu má být zhruba 1 000- 3 000 N dle délky dopravníku. [10]

$$T_2 = \frac{F_{nap}}{2} - K'' \quad (28) [10]$$

$K''$  – odpory ve vratné větvi

$T_2$  – tah v unášecím řetězu na sbíhající straně hnací řetězky volím 2 000 N

Po úpravě vztahu (28) dostáváme:

$$F_{nap} = 2 \cdot (T_2 + K'')$$

$$F_{nap} = 2 \cdot (2\,000 + 1\,082)$$

$$F_{nap} = 6\,164\, N$$

Odpory ve vratné větvi

$$K'' = L \cdot m_{rp} \cdot g \cdot \mu \quad (29)$$

$m_{rp}$  – hmotnost řetězového pásma

$\mu$  – součinitel tření ocel na ocel

$L$  – délka dopravníku

$$K'' = 16 \cdot 45,945 \cdot 9,81 \cdot 0,15$$

$$K'' = 1\,082\text{ N}$$

### 3.5 Volba řetězu

Určení tahu v řetězu

Součinitel počtu řetězů pro dva tažné řetězy  $k_{\text{ř}} = 2$

$$F_t = \frac{K}{k_{\text{ř}}} = \frac{51\,168}{2} = 25\,584\text{ N} \quad (30)$$

Pro správné dimenzování řetězu je třeba vzít v úvahu dovolené namáhání konstrukčních materiálů. Již při pracovním zatížení, které odpovídá  $\frac{2}{3}$  mezního zatížení řetězu, jsou materiály namáhány za hranici trvalé deformace (0,2% tažnosti). Z tohoto důvodu se doporučuje, aby mezní zatížení řetězu bylo 8krát vyšší, než je maximální tažná síla. Tento poměr nazýváme koeficient bezpečnosti  $k_b$ . [8]

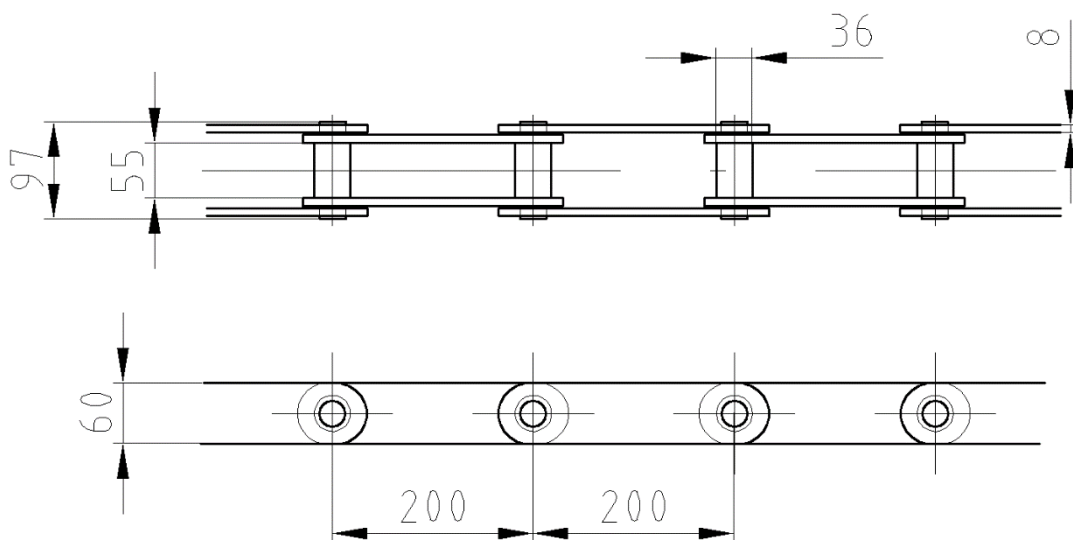
$$F_{\text{ř}} = F_t \cdot k_b = 25\,584 \cdot 8 = 204\,672\text{ N} \quad (31)$$

ISO Nor. ISO Nr. ISO St. Cr. ISO	p mm								b <sub>1</sub> mm min	b <sub>2</sub> mm max	b <sub>3</sub> mm min	d <sub>1</sub> mm	d <sub>2</sub> mm B	d <sub>3</sub> mm S	d <sub>4</sub> mm P	d <sub>5</sub> mm F	d <sub>6</sub> mm F	x mm	l <sub>1</sub> mm max	l <sub>2</sub> mm max	g mm	s mm	f mm <sup>2</sup>	F <sub>0</sub> kN min.	F <sub>A</sub> kN
FV 40	40	50	63	80	100	125	160	-	18	24,5	25,0	10	15	20	32	40	48	12,5	37	44	26	3	245	40	5,71
FV 63	50	63	80	100	125	160	200	-	22	30,5	31,0	12	18	26	40	50	60	15,5	46	55	30	4	366	63	9,00
FV 90	50	63	80	100	125	160	200	250	25	35,5	36,0	14	20	30	48	63	73	18,5	53	62	35	5	497	90	12,85
FV 112	80	100	125	160	200	250	315	-	30	42,5	43,0	16	22	32	55	72	87	22,0	63	72	40	6	680	112	16,00
FV 140	80	100	125	160	200	250	315	400	35	47,5	48,0	18	26	36	60	80	95	26,0	68	80	45	6	855	140	20,00
FV 180	-	100	125	160	200	250	315	400	45	61,5	62,5	20	30	42	70	100	120	35,0	86	100	50	8	1230	180	25,71
FV 250	-	-	125	160	200	250	315	400	55	72,0	73,0	26	36	50	80	125	145	42,0	98	114	60	8	1870	250	35,71
FV 315	-	-	125	160	200	250	315	400	65	86,0	87,0	30	42	60	90	140	170	50,0	117	133	70	10	2580	315	45,00
FV 400	-	-	-	160	200	250	315	400	70	96,0	97,0	32	44	60	100	150	185	54,0	131	141	70	12	3070	400	57,14
FV 500	-	-	160	200	250	315	400	500	80	106	107	36	50	70	110	160	195	60,0	141	151	80	12	3820	500	71,42
FV 630	-	-	-	200	250	315	400	500	90	116	117	42	56	80	120	170	210	66,0	153	163	100	12	4870	630	90,00

Obrázek 13 - Specifikace vybraného řetězu [8]

Je zvolen řetěz s nejbližším vyšším dovoleným zatížením  $N = 275\text{ kN}$ . Typ řetězu je zvolen DIN 8165 FV250 typu A o rozteči 200 mm, který je k dostání např. od společnosti Řetězy Vamberk.





Obrázek 14 – řetěz DIN 8165 FV250 typu A o rozteči 200 [8]

### 3.6 Návrh řetězového kola

Stanovení poloměru řetězového kola

Zvolený řetěz DIN 8165 FV250 typ A od společnosti ZME

Rozteč řetězu [8]

$$p = 0,2 \text{ m}$$

Volím počet zubů ozubeného kola

$$z = 8$$

Síla potřebná pro přetržení řetězu [8]

$$N = 275\,000 \text{ N}$$

Výpočet roztečné kružnice

$$D_p = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{z}\right)} \quad (32) [11]$$

$p$  – rozteč řetězu

$z$  – počet zubů ozubeného kola

$$D_p = \frac{0,2}{\sin\left(\frac{180^\circ}{8}\right)} \quad (33) [11]$$

$$D_p = 0,5226 \text{ m}$$

Výpočet otáček řetězového kola

$$v = \omega \cdot R_{rk} = 2 \cdot \pi \cdot n_2 \cdot \frac{D_p}{2} \quad (34) [11]$$

Po úpravě (34) získáme vztah:

$$n_2 = \frac{v}{\pi \cdot D_p}$$

$v$  – rychlost dopravníku

$D_p$  – průměr roztečné kružnice řetězového kola

$$n_2 = \frac{0,25}{\pi \cdot 0,5226}$$

$$n_2 = 0,15227 \text{ s}^{-1} = 9,136 \text{ min}^{-1}$$

Výpočet patní kružnice

$$D_i = D_p - d_1 \quad (35)$$

$d_1$  – průměr válečku řetězu [8]

$$d_1 = 36 \text{ mm}$$

$D_p$  – průměr roztečné kružnice řetězového kola

$$D_i = 0,5226 - 0,036$$

$$D_i = 0,4886 \text{ m}$$

Výpočet hlavové kružnice

$$D_e \text{ max} = D_p + 0,8 \cdot d_1 = 0,5226 + 0,8 \cdot 0,036 = 0,5514 \text{ m} \quad (36)$$

$$D_e \text{ min} = D_p + 0,5 \cdot d_1 = 0,5226 + 0,5 \cdot 0,036 = 0,5406 \text{ m} \quad (37)$$

Výpočet šířky zubu

$$B_1 = (0,9 \div 0,95) \cdot B_{\text{ř}} \quad (38)$$

$B_{\text{ř}}$  – vnitřní šířka řetězu [8]

$$B_{\text{ř}} = 55 \text{ mm}$$

$$B_1 = 0,95 \cdot 0,055$$

$$B_1 = 0,05225 \text{ m}$$

### 3.7 Výpočet výkonu, volba pohonu a převodovky

Je zvolena účinnost  $\eta = 0,87$

$$P = 1,2 \cdot \frac{K \cdot v}{1000 \cdot \eta} = 1,2 \cdot \frac{51\,168 \cdot 0,25}{1000 \cdot 0,87} = 17,4 \text{ kW} \quad (39)$$

Je zvolen třífázový elektromotor SEW DRN180M4 o výkonu 18,5 kW a otáčkách  $1\,478 \text{ min}^{-1}$



Obrázek 15 - Motor s převodovkou prodáváný jako celek pod označením KA157BR107DRN180M4BE32

Výpočet převodového poměru

$$i = \frac{n_m}{n_2} = \frac{1478}{9,136} = 161,7 \quad (40)$$

Je zvolena kuželová převodovka KA157 s dutým hřídelem o průměru 120 mm a převodovým poměrem  $i_p = 157$ .

Kontrola otáček řetězového kola

Po úpravě (40) získáme vztah:

$$n_2 = \frac{n_m}{i} = \frac{1478}{157} = 9,41 \text{ min}^{-1}$$

$$9,41 \text{ min}^{-1} > 9,136 \text{ min}^{-1}$$

Společně se zvoleným elektromotorem tvoří převodovka celek nabízený výrobcem pod označením KA157BR107DRN180M4BE32. Součástí celku je také brzda pod označením BE32 se standartním brzdovým momentem  $M_B = 300 \text{ N} \cdot \text{m}$ .

Kompletní specifikace převodového pohonu lze najít na následující stránce v tabulce č.1 – *Specifikace převodového pohonu*.

<b>Označení</b>	<b>KA157BR107DRN180M4BE30</b>
Výrobek	Kuželová převodovka K + Čelní převodovka R + Třífázové motory DRN.. (IE3)
<b>Produktová data</b>	
Jmenovité otáčky motoru [1/min]	1478
Výstupní otáčky [1/min]	9,4
Převodový poměr celkově	157,00
Výstupní krouticí moment [Nm]	17400
Provozní faktor SEW-FB	1,15
Typ konstrukce	M1A
Vrchní nátěr dle RAL	7031 Blue gray (51370310)
Poloha konektoru/svorkové skříně [°]	0
Kabelový přívod/poloha konektoru	X
Dutý hřídel [mm]	120
Povolená výstupní radiální síla při n=1400 [N]	120000
Množství maziva 2. převodovka [Litr]	6,3
Výkon motoru [kW]	18,5
Doba zapnutí	S1-100%
Třída účinnosti	IE3
Účinnost (50/75/100% Pn) [%]	92,81 / 93,06 / 92,6
Značka CE	ano
Napětí motoru [V]	400/690
Schéma zapojení	R13
Frekvence [Hz]	50
Jmenovitý proud [A]	33,5 / 19,3
Cos $\phi$	0,85
Tepelná třída	155(F)
Krytí motoru	IP55
Konstrukční předpis	IEC
Moment setrvačnosti motoru [ $10^{-4}$ kgm <sup>2</sup> ]	1864,71
Hmotnost netto [Kg]	987
Brzdňý moment [Nm]	300
Brzdové napětí [V]	230
Ovládání brzdy	BGE1.5

Tabulka 1 - Specifikace převodového pohonu z katalogu výrobce [12]

### 3.8 Kontrola pohonu na rozběh [13]

Účinnost převodového motoru  $\eta_c = 0,92$  [12]

Výpočet skutečné rychlosti dopravníku

Pro další výpočty je potřeba přepočítat skutečnou rychlost dopravníku, která ovlivní skutečné dopravované množství.

$$i_p = \frac{n_m}{n_{2sk}} = \frac{n_m}{\frac{v_{sk}}{\pi \cdot D_p}} \rightarrow v_{sk} = \frac{n_m \cdot \pi \cdot D_p}{i_p} = \frac{\frac{1478}{60} \pi \cdot 0,5226}{157} \quad (41)$$

$$v_{sk} = 0,27 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

$$v_{sk} > v$$

$$0,27 > 0,25$$

Výpočet skutečného dopravního množství

$$Q_s = 3,6 \cdot S \cdot v_{sk} \cdot \rho \cdot k\varphi \quad (42)$$

$$Q_s = 3,6 \cdot 0,11544 \cdot 0,27 \cdot 1100 \cdot 0,7$$

$$Q_s = 86,4 \text{ t} \cdot \text{h}^{-1}$$

Výpočet odchylky  $\Delta Q$  od zadaného dopravovaného množství

$$\Delta Q = \frac{Q_s - Q}{Q_s} \cdot 100 \quad (43)$$

$$\Delta Q = \frac{86,4 - 80}{86,4} \cdot 100$$

$$\Delta Q = 7,4 \%$$

Skutečná dopravní rychlost  $v_{sk}$  bude vyšší, než byla zvolena na začátku a to o  $0,02 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$ . Takto zvýšená dopravní rychlost se projeví na větším dopravovaném množství materiálu  $Q_s$ , který je zvýšen o 7,4 %. Po konzultaci s vedoucím diplomové práce je takto zvýšené dopravní množství v pořádku.

Výpočet točivého momentu na hřídeli řetězového bubnu [14]

Točivý moment na hřídeli řetězového kola je nezbytné znát z několika důvodů. Při návrhu a pevnostním výpočtu hnací hřídele je točivý moment podstatnou složkou jejího zatěžování. Je také nezbytné zkontrolovat, zda je tento moment menší, než je maximální přenositelný točivý moment převodovky.

$$M_z = \frac{60 \cdot P}{2 \cdot \pi \cdot n_m} \cdot \eta_c \cdot i_p = \frac{60 \cdot 18500}{2 \cdot \pi \cdot 1478} \cdot 0,92 \cdot 157 = 17\,264,6 \text{ N} \cdot \text{m} \quad (44)$$

$$M_z < M_a$$

$$17\,264,6 < 17\,400$$

Porovnáním hodnot momentu na hřídeli řetězového kola  $M_z$  a maximálního momentu převodovky  $M_a$  z tab. 1 je patrné, že  $M_z < M_a$ . Zvolená převodovka je schopna přenést potřebný točivý moment od elektromotoru na řetězový buben.

Kontrola pohonu na rozběh

Po volbě pohonu je třeba zkontrolovat elektromotor na rozběh dopravníku. Ve výpočtu jsou odpory způsobené dopravou materiálu a mechanickými ztrátami redukovány na hřídel elektromotoru. Pro určení redukováného točivého momentu na hřídel je zapotřebí stanovit dobu rozběhu dopravníku  $t_r$ .

Volím dobu rozběhu dopravníku  $t_r = 0,5 \text{ s}$

Z katalogu [12] elektromotoru je účinnost elektromotoru  $\eta_e = 0,97$

$$m_Q = \frac{Q_S}{3,6 \cdot v_{sk}} = \frac{86,4}{3,6 \cdot 0,27} = 88,8 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-1} \quad (45)$$

$$M_{RED} = \frac{1}{\eta_e \cdot \eta_c \cdot i_p} \cdot 0,5 \cdot D_P \cdot \left[ K + L \cdot (m_Q + 2 \cdot m_{rp}) \cdot \frac{v_{sk}}{t_r} \right] \quad (46) [14]$$

$$M_{RED} = \frac{1}{0,97 \cdot 0,92 \cdot 157} \cdot 0,5 \cdot 0,5226 \cdot \left[ 51\,168 + 16 \cdot (88,8 + 2 \cdot 45,945) \cdot \frac{0,27}{0,5} \right]$$

$$M_{RED} = 99,4 \, N \cdot m$$

$$M_{RED} < M_M$$

$$99,4 < 4300$$

Hodnota jmenovitého momentu  $M_M = 4\,300 \, N \cdot m$  zvoleného elektromotoru je uvedena v katalogu výrobce. Porovnáním bylo zjištěno, že zvolený elektromotor je schopen bezpečně přenést požadovaný točivý moment při rozběhu dopravníku.

### 3.9 Určení brzdy

Výpočet potřebného brzdného momentu

$$\text{Zvolená bezpečnost brzdy}^5 \qquad \beta = 2$$

$$M_{brzdy} = \beta \cdot M_{st} = 2 \cdot 119,12 = 238,24 \, N \cdot m \qquad (47)$$

Byla zvolena standardní brzda výrobce SEW typu BE32 o brzdém momentu

$$M_{brzdy} = 300 \, N \cdot m \, [12]$$

## 4. Pevnostní výpočty

### 4.1 Návrh poháněcí hřídele

Jako jeden z výstupů diplomové práce je výkres návrhu pohonu. Pro tento návrh je potřebné znát rozměry řetězového kola, typ zvoleného elektromotoru a rozměry poháněcí hřídele.

Hnací hřídel dopravníku slouží k přenosu točivého momentu  $M_z$  z pohonu na dopravní řetěz, respektive na dopravovaný materiál. Z toho je jasné, že hřídel je namáhána krutem od točivého momentu  $M_z$  a také ohybem od tažné síly, vyvozené dopravou materiálu.

---

<sup>5</sup> Bezpečnost brzdy byla volena po konzultaci s odborníkem z RPS Ostrava



Pro správné dimenzování hnací hřídele je třeba určit minimální průměr  $d_{min}$ . Jako nejvhodnější je užití podmínky dovoleného napětí v krutu  $\tau_{DK}$ , dle vztahu:

$$\tau_K \leq \tau_{DK}$$

Pro určení dovoleného napětí je třeba určit materiál hřídele. Pro vysoké namáhání hřídele volím ocel třídy 16.

Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Označení oceli	-	34CrNiMo6	-
Mez pevnosti	Rm	900	MPa
Mez kluzu	Re	600	MPa

Tabulka 2 - Parametry zvolené oceli [15]

Pro výpočet dovoleného napětí v krutu  $\tau_{DK}$  je nutné znát součinitel snížení napětí dle druhu zatížení  $c_{II}$  a bezpečnost  $k_x$ .

Součinitel snížení napětí pro střídavé namáhání  $c_{II} = 0,45$  [16]

Bezpečnost pro ocel  $k_x = 2$  [16]

$$\tau_{DK} = 0,6 \cdot \frac{0,6 \cdot R_m}{k_x} \cdot c_{II} \quad (48)$$

$$\tau_{DK} = 0,6 \cdot \frac{0,6 \cdot 900}{2} \cdot 0,45$$

$$\tau_{DK} = 72,9 \text{ MPa}$$

Při výpočtu minimálního průměru hřídele  $d_{min}$  budeme vycházet ze vztahu:

$$\tau_K = \frac{M_Z}{W_K} \quad (49)$$

Po úpravě je výsledný vztah pro minimální průměr válcového konce hřídele určen ze vztahu níže. Točivý moment  $M_Z$  působící na hnací hřídel řetězového bubnu byl určen v kapitole 3.6.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_Z}{\pi \cdot \tau_{DK}}} \quad (50)$$

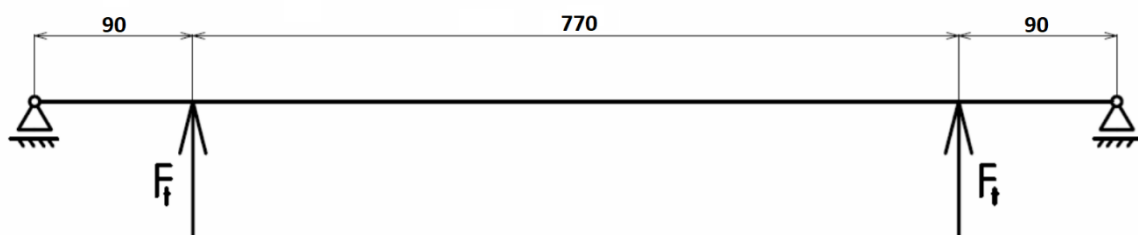
$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 17\,264\,600}{\pi \cdot 72,9}}$$

$$d_{min} = 107 \text{ mm}$$

Odvození průměru hřídele z ohybového namáhání

Dle obr. Lze vyčíst vzdálenost mezi řetězovým kolem a osou ložiskového domku  $l = 0,09 \text{ m}$ . Hodnoty dovoleného napětí jsou voleny dle [15].

Zvolené dovolené namáhání na ohyb pro míjivé napětí  $\sigma_{OD} = 120 \text{ MPa}$



Obrázek 16 - Zobrazení působení sil na hřídel

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{OD} \quad (51)$$

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{F_t \cdot l}{\frac{\pi \cdot d^3}{32}}$$

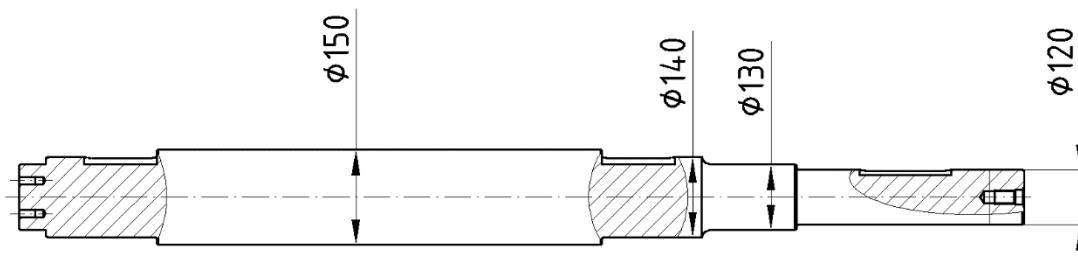
Úpravou (51) získáme vztah:

$$d = \sqrt[3]{\frac{F_t \cdot l \cdot 32}{\pi \cdot \sigma_{OD}}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{25584 \cdot 90 \cdot 32}{\pi \cdot 120}}$$

$$d = 58 \text{ mm}$$

Jelikož pro návrh nebyly zohledněny koncentrátoři napětí, tak je volen průměr hřídele pod řetězovým kolem  $d = 140 \text{ mm}$ . Válcové konce hřídele jsou voleny podle dutého hřídele převodovky, mají tedy průměr  $d_p = 120 \text{ mm}$ . Průměr hřídele pod ložisky je volen  $d_L = 130 \text{ mm}$ .



Obrázek 17 - Rozměrový návrh poháněcí hřídele

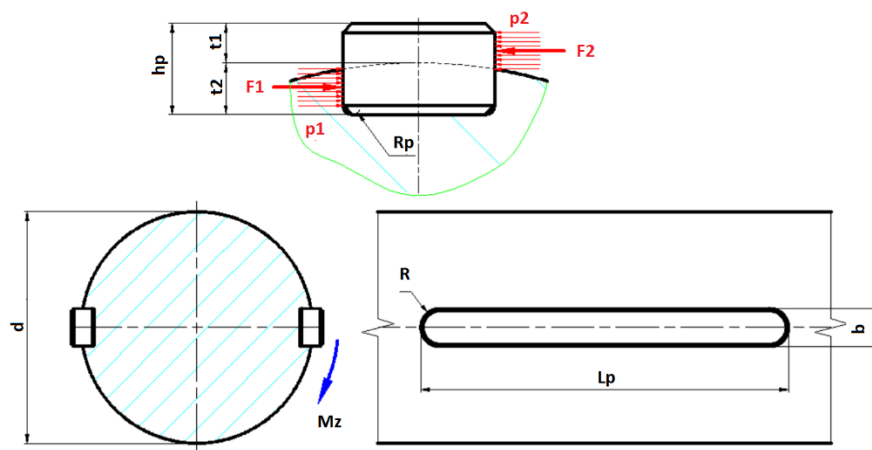
#### 4.2 Kontrola per na otláčení

Pro přenos točivého momentu z pohonu na řetězový buben je použito těsných per. Z důvodu přenosu velkého kroutivého momentu volím 3 pera vzájemně pootočená o  $120^\circ$ . V tabulce jsou uvedeny základní parametry pera. Dovolенý tlak pro pera těsná  $p_D = 120 \text{ MPa}$  [15].

Typ pera			
PERO 36e7 x 20 x 150			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Materiál pera	-	11 600	[-]
Šířka pera	b	36	[mm]
Výška pera	$h_p$	20	[mm]
Délka pera	$L_p$	150	[mm]
Hloubka drážky v hřídeli	$t_2$	12,3	[mm]
Hloubka drážky v náboji	$t_1$	7,7	[mm]
Sražení hran pera	$s_p$	1	[mm]
Počet per	$n_p$	3	[-]

Tabulka 3 - Základní parametry pera

Pera těsná jsou uložena v drážce s hřídelem s přesahem. Pokud je tedy pero vyrobeno v požadované toleranci, je namáhání v drážce hřídele i náboje řetězového bubnu jak tlakem, tak i na střih silou způsobenou od točivého momentu  $M_Z$  na řetězovém bubnu.



Obrázek 18 - Schéma umístění per na hřídeli a silové působení v místě per

Kontrola tlaku mezi bokem drážky v hřídeli a perem

Pera a drážka v hřídeli musí vyhovět podmínce dovoleného tlaku.

$$p_1 = \frac{F_1}{n_p \cdot S_1} \leq p_D \quad (52)$$

Síla  $F_1$  se určí z působení točivého momentu  $M_Z$  na poloměru jejího působení.

$$F_1 = \frac{M_Z}{\frac{d}{2} - \frac{t_2}{2}} = \frac{17264600}{\frac{140}{2} - \frac{12,3}{2}} \quad (53)$$

$$F_1 = 272\,958 \text{ N}$$

Plocha přenášející tlak v drážce hřídele se určí z nosné délky pera a nosné výšky pera v této drážce.

$$S_1 = (L_p - b) \cdot (t_2 - s_p) \quad (54)$$

$$S_1 = (150 - 36) \cdot (12,3 - 1)$$

$$S_1 = 1288,2 \text{ mm}^2$$

$$p_1 = \frac{F_1}{n_p \cdot S_1} = \frac{272\,958}{3 \cdot 1288,2} = 70,6 \text{ MPa}$$

Kontrola tlaku mezi bokem drážky v náboji a perem

Pera a drážka v hřídeli musí vyhovět podmínce dovoleného tlaku.

$$p_2 = \frac{F_2}{n_p \cdot S_2} \leq p_D \quad (55)$$

Síla  $F_2$  se určí z působení točivého momentu  $M_Z$  na poloměru jejího působení.

$$F_2 = \frac{M_Z}{\frac{d}{2} + \frac{t_1}{2}} = \frac{17264600}{\frac{140}{2} + \frac{7,7}{2}} \quad (56)$$

$$F_2 = 233\,779\,N$$

Plocha přenášející tlak v drážce náboje se určí z nosné délky pera a nosné výšky pera v této drážce.

$$S_2 = (L_p - b) \cdot (t_1 - s_p) = (150 - 36) \cdot (7,7 - 1) \quad (57)$$

$$S_2 = 763,8$$

$$p_2 = \frac{F_2}{n_p \cdot S_2} = \frac{233\,779}{3 \cdot 763,8} = 102\,MPa$$

Porovnáním tlaků  $p_1$  a  $p_2$  s dovoleným tlakem  $p_D$  dojdeme k závěru, že  $p_1 < p_2 < p_D$ .

Pera i drážky vyhovují kontrole na otlačení.

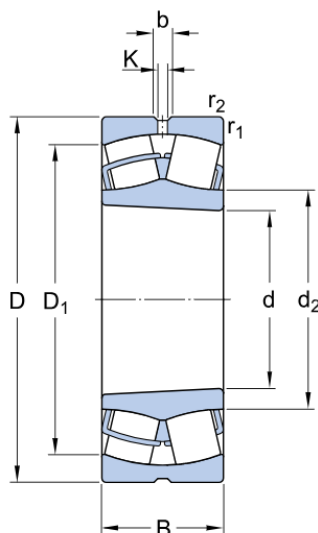
#### 4.3 Kontrola ložisek

Ložiska, zejména v prašném prostředí, jsou velmi choulostivá na poškození. Je třeba zvolit ložisko, které je dostatečně dimenzované z hlediska dynamické únosnosti a také je nutné zabezpečit ochranu ložiska před vniknutím prachu a nečistot.

U výpočtu se počítá s předpokladem, že ekvivalentní namáhání pro čistě radiální zatížení se rovná tažné síle v řetězu  $F_t = 25\,584\,N$ . Podle vypočteného průměru hřídele byla na doporučení zvolena dvouřadá soudečková ložiska firmy SKF. Tento typ ložisek umožňuje zachycení i axiálních sil, vzniklých nedokonalým náběhem řetězového pásma s hřebly na řetězový buben. [13]

Typ ložiska			
Dvouřadé soudečkové ložisko SKF 23026 CCK/W33			
Název	Značka	Hodnota	Jednotka
Výrobce	-	SKF	[-]
Velký průměr ložiska	D	200	[mm]
Malý průměr ložiska	d	130	[mm]
Šířka ložiska	B	52	[mm]
Hmotnost ložiska	M <sub>L</sub>	5,8	[kg]
Počet ložisek	n <sub>L</sub>	2	[-]
Dynamická únosnost ložiska	C	452	[kN]
Exponent pro bodový styk	p <sub>exp</sub>	$\frac{10}{3}$	[-]

Tabulka 4 - Katalogové údaje ložiska [17]



Obrázek 19 - Rozměrové schéma ložiska [17]

Pro další výpočty je třeba znát otáčky řetězového bubnu  $n_2 = 9,41 \text{ min}^{-1}$  vypočtené v kapitole 3.8.

Samotný výpočet hodinové trvanlivosti ložiska je určen dle níže uvedeného vztahu:

$$L_h = \left( \frac{C}{F_t} \right)^{p_{\text{exp}}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \quad (58) [18]$$

$$L_h = \left( \frac{452 \cdot 10^3}{25\,584} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 9,41}$$

$$L_h = 25\,438\,554 \text{ hod}$$

Zvolené ložisko několikanásobně převyšuje požadovanou minimální trvanlivost 15 000 hodin, přestože bylo volené ložisko s nejmenší možnou dynamickou únosností pro daný průměr hřídele.

#### 4.4 Kontrola napínacího šroubu

Napínací síla  $F_{nap} = 6\,164 \text{ N}$  vypočtená v kapitole 3.4 je vyvozena párem závitových tyčí M16. Do výpočtů tedy vstoupí jen poloviční napínací síla. [13] Průměry potřebné k pevnostní kontrole zvoleného závitu jsou dány dle [16].

Parametry šroubu M16

Střední průměr závitu	$d_2 = 15,35 \text{ mm}$
-----------------------	--------------------------

Malý průměr závitu	$d_3 = 14,77 \text{ mm}$
--------------------	--------------------------

Stoupání	$P = 2 \text{ mm}$
----------	--------------------

Dovolené napětí v tahu dle [15]	$\sigma_{dt} = 75 \text{ MPa}$
---------------------------------	--------------------------------

Dovolené napětí v krutu dle [15]	$\tau_{DK} = 85 \text{ MPa}$
----------------------------------	------------------------------

Kontrola na tah

$$\sigma_t = \frac{F}{S} \tag{59}$$

$$\sigma_t = \frac{\frac{F_{nap}}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32}} = \frac{\frac{6164}{2}}{\frac{\pi \cdot 14,77^3}{32}}$$

$$\sigma_t = 9,75 \text{ MPa}$$

$$\sigma_t < \sigma_{dt}$$

Kontrola na krut

$$\tau_K = \frac{M_{\S}}{W_K} \quad (60)$$

$$\tau_K = \frac{\frac{F_{nap}}{2} \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{\frac{6164}{2} \cdot \frac{15,35}{2}}{\frac{\pi \cdot 14,77^3}{16}}$$

$$\tau_K = 37,39 \text{ MPa}$$

$$\tau_K < \tau_{DK}$$

Šroub M16 byl volen z důvodu bezpečnosti a také proto, že není v tomto řešení možné dosáhnout přesné předepsané síly napínání. Může být vyšší nebo odlišná u obou závitových tyčí, čímž by mohlo dojít k dalším přídatným napětím.



## 5. Závěr

Účelem této diplomové práce bylo navrhnout redlerový dopravník s ohledem na existující aplikaci společnosti RPS Ostrava se záměrem odhalit možné příčiny nedostatků dopravníku. Jednalo se především o nadměrné namáhání dopravníku a dopravu cizích či nadměrných těles, které mohly zapříčinit deformaci hřebel a předčasné opotřebení tažného řetězu.

Po přepočítání veškerých odporů na trati byl navržen o řadu pevnější řetěz. Dále byla navržena menší rozteč hřebel pro rychlejší odběr materiálu z kritických míst ve snaze zabránit jeho hromadění a možnému přičení materiálu ve vstupu do žlabu dopravníku.

Po návrhových i pevnostních výpočtech byl navržen dopravník o dopravním výkonu 80 t/hod s motorem o výkonu 18,5 kW. Oproti původnímu dopravníku s výkonem 11kW bylo potřeba navýšit výkon o 7,5 kW. Nově navržený pohon vyhovuje kontrole na rozběh a na základě vysokého výstupního točivého momentu byla navržena odpovídající hřídel s pery a ložisky.

V diplomové práci byla počítána také varianta s pasivním prvkem. Úpravou násypky a montáží pasivního prvku 0,5 metru nad dno podavače by umožnilo navrhnout motor o výkonu 8 kW. V porovnání s navrhnutým motorem v případě absence pasivního prvku může firma zvolit motor menší o 10,5 kW a volit levnější dopravní řetěz nižší pevnosti. To by mohlo společnosti poskytnout konkurenční výhodu a zvýšení zisků při zachování funkčnosti dopravníku.

## Citovaná literatura

- [1] „U. S. Steel Košice,“ 2019. [Online].
- [2] J. Pokorný, Tepelné elektrárny v České republice, 2012.
- [3] „Energetika Třinec,“ [Online]. Available: <https://www.etas.trz.cz/rizika>. [Přístup získán 1 4 2019].
- [4] „Hornická skripta,“ [Online]. Available: <http://podzemi.solvayovylomy.cz/prirucka/technika/pasy.htm>. [Přístup získán 12 5 2019].
- [5] „Hennig,“ [Online]. Available: <https://www.hennigworldwide.com/cz/hinge-belt>.
- [6] J. Kvita, Pásový dopravník, Brno: Vysoké učení technické v Brně, 2013.
- [7] „Alvátis Profile Systems,“ [Online]. Available: <http://www.alvaris.eu/cz/reference/lomeny-pasovy-dopravnik>.
- [8] Z. Italy, „ZMC production catalogue,“ [Online]. Available: <https://www.mak.nl/pdfbrochures/ZMCFullProd.pdf>. [Přístup získán 1 3 2019].
- [9] Š. M. Gajdůšek Jaroslav, Teorie dopravních a manipulačních zařízení, Brno: Vysoké učení technické, 1988.
- [10] Z. Blatoňová, Vykládka a doprava biopaliva k technologiím ENET, Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2012.
- [11] Z. Pešat, Manipulace s materiálem v hutích, Ostrava: VŠB - Technická Univerzita Ostrava, 1992.
- [12] SEW Eurodrive, „SEW Eurodrive catalogue,“ [Online]. Available: <https://download.sew-eurodrive.com/download/pdf/24832936.pdf>.
- [13] Pavel Horňák, Řetězový dopravník, Ostrava: VŠB - Technická Univerzita Ostrava, 2017.

- [14] J. POLÁK, K. BAILOTI, J. PAVLISKA a L. HRABOVSKÝ, Dopravní a manipulační zařízení II., Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2005.
- [15] E - Konstrukter, „Mezní hodnoty pevnosti,“ [Online]. Available: <https://e-konstrukter.cz/prakticka-informace/hodnoty-mez-pevnosti-kluzu-unavy-a-dovolenych-napeti-pro-ocel>.
- [16] P. V. Jiří Leinveber, Strojnické tabulky, Praha: Albra, 2009.
- [17] SKF, „Soudečková ložiska,“ [Online]. Available: <https://www.skf.com/cz/products/bearings-units-housings/roller-bearings/spherical-roller-bearings/spherical-roller-bearings/index.html?designation=22226%20E>.
- [18] J. Zelený, Stavba strojů - strojní součásti, Praha: Computer Press, 2000.

## Seznam příloh

DP3-SME0075; Sestavný výkres redlerového dopravníku

DP1-SME0075; Výrobní výkres hřebel

DP2-SME0075; Sestavný výkres pohonné stanice